

**Power train drive shaft vibration absorber for vehicle**

Patent Number: DE19638290

Publication date: 1997-03-27

Inventor(s): GONZALEZ CAMILO COMEZ (ES); GALLMEYER ROBIN JOHN (US); NYLANDER MICK ALDO (US)

Applicant(s): GKN AUTOMOTIVE INC (US)

Requested Patent:  DE19638290

Application Number: DE19961038290 19960919

Priority Number (s): US19950532353 19950922; US19960672646 19960728

IPC Classification: F16F15/126

EC Classification: F16F15/14B1H3Equivalents:  ES2135311, JP9177891

---

**Abstract**

---

The absorber comprises a cylindrical mass (12) with several extendible rectangular connectors (20) which radiate in from its inner surface (16) to form securing surfaces (28) spaced out from one another. The mass is spaced on a drive shaft (18) so that each securing surface contacts it, so that it may vibrate in resonance. The connectors are spaced at equal distances from the mass over e.g 25% of its inside surface. There are preferably an even number of connectors, and when using a rubber mass they form part of it.

---

Data supplied from the esp@cenet database - I2

---

⑯ BUNDESREPUBLIK

DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑯ Offenlegungsschrift  
⑯ DE 196 38 290 A 1

⑯ Int. Cl. 6:  
F 16 F 15/126

DE 196 38 290 A 1

⑯ Aktenzeichen: 196 38 290.4  
⑯ Anmeldetag: 19. 9. 96  
⑯ Offenlegungstag: 27. 3. 97

⑯ Unionspriorität: ⑯ ⑯ ⑯  
22.09.95 US 532353 28.07.96 US 672646

⑯ Anmelder:  
GKN Automotive Inc., Michigan, US

⑯ Vertreter:  
Harwardt Neumann Patent- und Rechtsanwälte,  
53721 Siegburg

⑯ Erfinder:  
Gallmeyer, Robin John, White Lake, Mich., US;  
González, Camilo Córmez, Vigo, Pontevedra, ES;  
Nylander, Mick Aldo, Holly, Mich., US

⑯ Drehschwingungsdämpfer

⑯ Ein Drehschwingungsdämpfer zum Absorbieren von Schwingungen in einer drehbaren Antriebswelle einschließlich eines zylinderförmigen Massegliedes mit einer Innenoberfläche und einer Außenoberfläche, einer Mehrzahl an verlängerten Verbindungsgliedern, wobei sich jedes Verbindungsglied radial nach innen von der Innenoberfläche des Massegliedes erstreckt, wodurch eine Mehrzahl von beabstandeten Befestigungsüberflächen definiert wird, wobei das zylinderförmige Masseglied an der drehbaren Antriebswelle anbringbar ist, so daß die Mehrzahl der beabstandeten Befestigungsüberflächen die drehbare Antriebswelle berührt, wobei das Masseglied von der drehbaren Antriebswelle beabstandet ist und von dem Verbindungsglied gestützt wird, um dem Masseglied zu ermöglichen, durch Resonanz zu schwingen; und die Verbindungsglieder werden einer Druckverformung zwischen dem Masseglied und der drehbaren Antriebswelle ausgesetzt.

DE 196 38 290 A 1

## Beschreibung

Die vorliegende Erfindung betrifft einen Drehschwingungsdämpfer zur Verwendung mit einer drehbaren Antriebswelle. Im besonderen betrifft diese Erfindung einen Drehschwingungsdämpfer, der an einer drehbaren Antriebswelle zur Verwendung bei einem herkömmlichen Kraftfahrzeug anbringbar ist.

Es ist bekannt, daß drehbare Antriebswellen und Gelenkwellen oft in der Antriebsstrangauslegung von modernen Kraftfahrzeugen verwendet werden. Im besonderen ist bekannt, daß drehbare Antriebswellen dazu verwendet werden, die Vorderräder von Fahrzeugen mit Vorderradantrieb anzutreiben und Gelenkwellen zum Antrieben des Heckantriebssystems bei Fahrzeugen mit Hinterradantrieb verwendet werden. Eine Untersuchung der Drehbewegung der drehbaren Antriebswelle ergibt, daß es zu einer bestimmten unausgeglichenen Drehung bei bestimmten Umdrehungsgeschwindigkeiten kommen kann. Unerwünschte Schwingungen können auf die drehbare Antriebswelle als Ergebnis einer unausgeglichenen Drehung induziert werden. Diese unerwünschten Schwingungen stellen oft selbst Biege- und Verdrehungs Kräfte innerhalb der Antriebswelle während der Drehung dar.

Es ist offensichtlich, daß Biege- oder Verdrehungs Kräfte aufgrund der unausgeglichenen Drehung der drehbaren Antriebswellen während des Betriebs des Antriebsstrangs der meisten Fahrzeuge nicht wünschenswert oder geeignet sind. Es ist die Verwendung von verschiedenen Drehschwingungsdämpfern und Massedämpfern zur Unterdrückung der unerwünschten Schwingungen bekannt, die in der drehbaren Antriebswelle aufgrund der unausgeglichenen Drehung induziert werden.

Drehschwingungsdämpfer werden oft direkt auf die drehbaren Antriebswellen installiert oder eingefügt. Der Drehschwingungsdämpfer ist so ausgelegt, daß er eine vorgeschriebene Schwingungsfrequenz erzeugt, die an die dominierende Frequenz der erregten schädlichen Schwingungen angepaßt ist. Der Drehschwingungsdämpfer verwandelt oder überträgt die Schwingungsenergie der drehbaren Antriebswelle durch Resonanz zum Drehschwingungsdämpfer und absorbiert schließlich die Schwingungsenergie der drehbaren Antriebswelle. Kurz gesagt, der Drehschwingungsdämpfer eliminiert oder negiert Schwingungen, die bei normalem Betrieb des Antriebsstrangs des Fahrzeugs auf die drehbare Antriebswelle induziert oder von dieser verursacht werden.

Es ist bekannt, daß die neueste Auslegung von drehbaren Antriebswellen bei Frontantrieb oft von den durch den Motorraum gegebenen Einschränkungen abhängt, die von den Fahrzeugherstellern vorgegeben werden. Die endgültige Größe und die Auslegung des Drehschwingungsdämpfers müssen daher im Einklang mit der Auslegung des Motorraumes und anderen räumlichen Einschränkungen des Fahrzeugs sein. Schließlich muß der Drehschwingungsdämpfer in geeigneter Weise den spezifischen Oberschwingungsfrequenzbereich erzeugen, der notwendig ist, um den unerwünschten Schwingungen der drehbaren Antriebswelle entgegenzuwirken.

Bei den meisten Antriebsstrangs- und Motorraumauslegungen ist es wünschenswert, die Größe der meisten Bestandteile, einschließlich des Drehschwingungsdämpfers, zu verringern, gleichzeitig aber der erforderlichen Leistung oder Drehmomentbereich zu genügen.

Es ist daher wichtig, einen Drehschwingungsdämpfer zu haben, der in seiner Gesamtgröße so klein ist, wie dies praktisch erforderlich ist, wobei aber gleichzeitig der korrekte schwingungsentgegenwirkende Frequenzbereich des Betriebs möglich ist.

U.S. Patent Nr. 5.056.763 offenbart einen Drehschwingungsdämpfer. Dieser Drehschwingungsdämpfer umfaßt ein Paar ringförmiger Befestigungsglieder, die voneinander in einem vorbestimmten Abstand beabstandet sind. Der Drehschwingungsdämpfer wird auf die drehbare Antriebswelle aufgebracht und von ihr gesützt. Ein Masseglied ist zwischen dem Paar ringförmiger Befestigungsglieder angeordnet. Ein Paar Verbindungsglieder wird dann bereitgestellt, um die Enden der Befestigungsglieder mit den Enden des Massegliedes zu verbinden. Es wird angemerkt, daß die Drehschwingungsdämpferauslegung auch einzelne Metallklemmen erfordert, die auf beiden Seiten und über die ringförmigen Befestigungsglieder hinzufügen sind, um den Drehschwingungsdämpfer funktionsmäßig an der drehbaren Antriebswelle zu befestigen. Weiters sollte angemerkt werden, daß die ringförmigen Befestigungsglieder von dem Masseglied nicht nur in vertikaler, sondern auch in horizontaler Richtung beabstandet sind, wodurch die Gesamtgröße des Drehschwingungsdämpfers vergrößert wird.

Der Drehschwingungsdämpfer des bekannten Stands der Technik, wie beschrieben, ist besonders empfindlich hinsichtlich Temperaturveränderungen, die direkt in Bezug zu dem Betrieb des Motors stehen und in Verbindung mit der Umgebungstemperatur der Umgebung. Im besonderen wird der Betrieb des Drehschwingungsdämpfers des bekannten Stands der Technik direkt von Temperaturveränderungen beeinflußt. Der Frequenzbereich des Dämpfers wird durch die Betriebstemperatur der Umgebung verändert. Ein Drehschwingungsdämpfer, der nicht entscheidend von Temperaturveränderungen beeinflußt wird, ist für das ordentliche Einstellen der Frequenz des Dämpfers für die jeweilige Anwendung wichtig.

Die vorliegende Erfindung löst die oben erwähnten Probleme und andere in einer Weise, die durch den bekannten Stand der Technik nicht offenbart wird.

Gemäß der vorliegenden Erfindung wird ein Drehschwingungsdämpfer zum Absorbieren von Schwingungen in einer drehbaren Antriebswelle bereitgestellt, wobei der Drehschwingungsdämpfer ein zylinderförmiges Masseglied umfaßt, das eine Innenoberfläche und eine Außenoberfläche aufweist. Der Dämpfer schließt auch eine Mehrzahl an verlängerten Verbindungsgliedern ein, die sich radial nach innen von der Innenoberfläche des Massegliedes erstrecken, wodurch eine Mehrzahl an beabstandeten Befestigungsüberflächen definiert wird. In einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung sind die zylinderförmigen Masseglieder an der drehbaren Antriebswelle anbringbar, so daß jede der Mehrzahl an beabstandeten Befestigungsüberflächen die drehbare Antriebswelle berührt. Das Masseglied ist auch von der drehbaren Antriebswelle beabstandet und wird von den Verbindungsgliedern gestützt, um dem Masseglied zu ermöglichen, durch Resonanz zu schwingen. Die Verbindungsglieder werden dadurch einer Druckverformung zwischen dem Masseglied und der drehbaren Antriebswelle ausgesetzt.

Die vorliegende Erfindung stellt einen Drehschwingungsdämpfer bereit, der in seiner Konfiguration kompakt ist, wobei er gleichzeitig bei Drehung einen inhärenten harmonischen Bereich erzeugt, um die uner-

wünschten Schwingungen zu dämpfen, die durch die drehbare Antriebswelle erzeugt werden.

Die vorliegende Erfindung stellt einen Drehschwingungsdämpfer bereit, der Veränderungen beim harmonischen Frequenzbereich durch Hinzufügen oder Weglassen einer bestimmten vorbestimmten Anzahl von sich radial erstreckenden Verbindungsgliedern ermöglicht.

Eine nützliche Auslegung besteht in der Bereitstellung eines Drehschwingungsdämpfers mit einer geraden Anzahl an Verbindungsgliedern.

Die vorliegende Erfindung stellt einen Drehschwingungsdämpfer bereit, der Veränderungen bei dem Oberschwingungsfrequenzbereich des Drehschwingungsdämpfers durch Modifizierungen in der Seitenlänge der Verbindungsglieder ermöglicht.

Eine bevorzugte Auslegung besteht in der Bereitstellung eines Drehschwingungsdämpfers einschließlich sich gleichmäßig erstreckender Verbindungsglieder, die im allgemeinen eine rechteckige Form aufweisen und sich entlang 25%–60% der Innenoberfläche des zylinderförmigen Nassegliedes erstrecken.

Eine vorgeschlagene Auslegung besteht in der Bereitstellung eines Drehschwingungsdämpfers einschließlich sich regelmäßig erstreckender Verbindungsglieder, die im allgemeinen eine rechteckige Form aufweisen und sich entlang mindestens 45%–60% der Innenoberfläche des zylinderförmigen Massegliedes erstrecken.

Eine empfohlene Auslegung besteht in der Bereitstellung eines Drehschwingungsdämpfers, wobei die rechteckigen Verbindungsglieder gleichermaßen voneinander entlang der Innenoberfläche des zylinderförmigen Massegliedes beabstandet sind.

Eine vorteilhafte Auslegung besteht in der Bereitstellung eines Drehschwingungsdämpfers, wobei die Verbindungsglieder aus der integralen elastischen Materialbeschichtung gebildet werden, die die gesamten Innen- und Außenoberflächen des zylinderförmigen Massegliedes bedeckt.

In einer bevorzugten Ausführungsform wird ein Drehschwingungsdämpfer mit Verbindungsgliedern bereitgestellt, die eine Härte im Bereich von 30 bis 90 Shore A aufweisen.

In einer zweckmäßigen Ausführungsform wird ein Drehschwingungsdämpfer mit Verbindungsgliedern bereitgestellt, die eine Härte im Bereich von 40 bis 50 Shore A aufweisen.

In einer empfohlenen Ausführungsform wird ein Drehschwingungsdämpfer bereitgestellt, wobei das Masseglied einen Einsatz darstellt und in einem Stück mit den Verbindungsgliedern geformt wird.

Eine vorteilhafte Ausführungsform besteht in der Bereitstellung eines Drehschwingungsdämpfers und einer drehbaren Antriebswellenkombination, wobei eine mitwirkend konfigurierte Rille auf der Antriebswelle bereitgestellt wird, um die Bewegung des Drehschwingungsdämpfers zu stabilisieren.

Die vorliegende Erfindung stellt einen Drehschwingungsdämpfer bereit, der an eine drehbare Antriebswelle ohne Verwendung von äußeren Klemmen anbringbar ist.

Die oben genannten Merkmale und Vorteile der vorliegenden Erfindung werden durch die folgende detaillierte Beschreibung einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung unter Berücksichtigung der begleitenden Zeichnungen offenkundig.

Fig. 1 ist eine Endansicht des Drehschwingungsdämpfers der vorliegenden Erfindung, die eine Konfiguration

der Verbindungsglieder in einem zusammengedrückten Zustand darstellt;

Fig. 2 ist eine Querschnittsansicht des Drehschwingungsdämpfers der vorliegenden Erfindung entlang der Linien 2-2 von Fig. 1;

Fig. 3a ist eine teilweise segmentierte Seitenansicht eines anderen alternativen Verbindungsgliedes der vorliegenden Erfindung;

Fig. 3b ist eine teilweise segmentierte Seitenansicht eines wiederum anderen alternativen Verbindungsgliedes der vorliegenden Erfindung;

Fig. 3c ist eine teilweise segmentierte Seitenansicht eines weiteren, anderen alternativen Verbindungsgliedes der vorliegenden Erfindung;

Fig. 4 ist eine alternative Ausführungsform der vorliegenden Erfindung, die eine wiederum andere Konfiguration des Verbindungsgliedes zeigt; und

Fig. 5 ist eine teilweise segmentierte Ansicht einer alternativen drehbaren Antriebswelle der vorliegenden Erfindung.

Fig. 6 ist eine teilweise segmentierte Querschnittsansicht des Drehschwingungsdämpfers der vorliegenden Erfindung;

Fig. 7 ist eine Endansicht eines alternativen Drehschwingungsdämpfers der vorliegenden Erfindung mit 14 Verbindungsgliedern;

Fig. 8 ist eine Endansicht eines wiederum alternativen Drehschwingungsdämpfers der vorliegenden Erfindung mit 12 Verbindungsgliedern;

Fig. 9 ist eine Endansicht eines wiederum anderen, alternativen Drehschwingungsdämpfers der vorliegenden Erfindung mit 10 Verbindungsgliedern.

In Fig. 1 und 2 der Zeichnung wird im allgemeinen ein Drehschwingungsdämpfer 10 der vorliegenden Erfindung gezeigt. Der Drehschwingungsdämpfer 10 schließt ein zylinderförmiges Masseglied 12 mit einer Außenoberfläche 14 und einer Innenoberfläche 16 ein. Das zylinderförmige Masseglied 12 kann aus verschiedenen Metallen oder Legierungen oder anderen Materialien hergestellt werden, die eine ausreichende Dichte bereitstellen, um die erforderlichen Schwingungsfrequenzen für das Dämpfen der schädlichen Schwingungen der drehbaren Antriebswelle bereitzustellen.

Das zylinderförmige Masseglied 12 der bevorzugten Ausführungsform nach der vorliegenden Erfindung ist aus einem Kohlenstoffstahl mit einem niedrigen Kohlenstoffgehalt hergestellt.

Der Drehschwingungsdämpfer der bevorzugten Ausführungsform nach der vorliegenden Erfindung ist mit einer Preßpassung direkt am den Außenumfang 17 der drehbaren Antriebswelle 18 festgelegt. Daher muß das Masseglied 12 mindestens einen Innenumfang aufweisen, der größer als der Umfang 17 der drehbaren Antriebswelle 18 ist, wie in Fig. 1 und 2 gezeigt. In Fig. 1 wird eine Vielzahl von verlängerten Verbindungsgliedern 20 gezeigt. Jedes verlängerte Verbindungsglied 20 erstreckt sich radial nach innen von der Innenoberfläche 16 des Massegliedes 12 zur Mitteldrehachse 22 der drehbaren Antriebswelle 18 hin.

In der bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung sind die verlängerten Verbindungsglieder 20 im allgemeinen von rechteckiger Form. Wie in Fig. 3a, 3b und 3c gezeigt, wird in der vorliegenden Erfindung berücksichtigt, daß die verlängerten Verbindungsglieder jedwede Form aufweisen können, beispielsweise eine Kegelstumpfform 23, eine verkehrte Kegelstumpfform 24, eine Kreisform 26 oder irgendeine andere Form, die eine Verbindungsoberfläche zwischen

der drehbaren Antriebswelle 18 und den verlängerten Verbindungsgliedern 20 bereitstellt. Um wieder auf Fig. 1 zurückzukommen, dort schließt ein verlängertes Verbindungsglied 20 eine Befestigungsüberfläche 28 ein, die der Mitteldrehachse 22 der drehbaren Antriebswelle 18 gegenübersteht. Jede Befestigungsüberfläche 28 ist so angepaßt, daß sie direkt die drehbare Antriebswelle 18 berührt. Auf diese Weise ist das Masseglied 12 von der drehbaren Antriebswelle 18 beabstandet, wenn installiert, und wird auch von der Mehrzahl der Verbindungsglieder 20 durch die Berührung mit der Mehrzahl der im Eingriff befindlichen Befestigungsüberflächen 28 gestützt.

In der bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung wird berücksichtigt, daß die verlängerten Verbindungsglieder 20 gleichmäßig entlang des Umfangs der Innenoberfläche der zylinderförmigen Masse beabstandet sind. Jedes verlängerte Verbindungsglied 20 ist aus einem elastomeren Material hergestellt, das imstande ist, Druckkräfte von verschiedener Größe zu absorbieren. Weiters wird in der bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung berücksichtigt, daß das zylinderförmige Masseglied 12 mit einem elastomeren Material wie Naturgummi oder einer Naturgummimischung mit Styrolbutadiengummi (SBR) beschichtet ist und daß die verlängerten Verbindungsglieder 20 mit der Beschichtung und dem zylinderförmigen Masseglied 12 integral verbunden sind. Das zylinderförmige Masseglied 12 kann auch ein während des Formverfahrens geformter Einsatz sein, so daß die Beschichtungs- und Verbindungsglieder integral als ein benachbartes Stück zu dem zylinderförmigen Masseglied 12 verbunden sind.

Es wird daher berücksichtigt, wie in Fig. 1 gezeigt, daß die drehbare Antriebswelle 18 einen etwas größeren Umfang aufweist als der Kreis 30, der von den Befestigungsüberflächen 28 vor dem Einfügen des Dämpfers 10 auf die Antriebswelle 18 definiert wird. Wie in Fig. 1 gezeigt, sind die Verbindungsglieder in einem zusammengedrückten Zustand dargestellt, wobei die Form 30 vor dem Einfügen phantomartig dargestellt ist. Der Unterschied beim Radius A des Kreises 30 zum Radius B der Welle 18 beträgt ungefähr 0,75 mm. Ein bevorzugter Bereich von 0,25 mm bis 2,0 mm Preßsitz ist notwendig, um den richtigen Sitz für den Dämpfer 10 auf der Welle 18 zu erhalten. Die Befestigungsüberflächen 28 berühren direkt die drehbare Antriebswelle 18 und greifen an ihr mit einer Preßpassung, so daß der Drehschwingungsdämpfer 10 entsprechend mit der drehbaren Antriebswelle ohne Verwendung von Klemmen verbunden werden kann. Das ist besonders bei der Herstellung und dem Zusammenbau nützlich und stellt eine entscheidende Kostensparnis dar.

Es wird berücksichtigt, daß die Preßpassungs- oder die Preßsitzbeziehung der Befestigungsüberflächen 28 und Verbindungsglieder 20 durch die Verwendung von breiteren oder dünneren Befestigungsüberflächen und längeren Verbindungsgliedern variiert werden können. Im besonderen kann jedes Verbindungsglied 20 in einer Richtung zur Mitteldrehachse 22 verlängert werden, wodurch der Kreis 30 des Drehschwingungsdämpfers kleiner und die Preßpassungsverbindung zwischen der drehbaren Antriebswelle 18 und dem Drehschwingungsdämpfer 10 enger wird. Weiters versteht sich, daß der spezifische Frequenzbereich, der für den Drehschwingungsdämpfer der vorliegenden Erfindung erreicht werden muß, so einzustellen ist, daß er der spezifischen Frequenz des drehbaren Antriebswellenbausat-

zes entspricht. Zum Beispiel wird durch eine technische Auslegung für eine drehbare Antriebswelle mit einem Außenradius von 14 mm und einer Länge von 540 mm ein Drehschwingungsdämpfer mit einem zylinderförmigen Masseglied mit einem Innenradius von 15 mm und einem Außenradius von 17 mm berücksichtigt.

Die oben angeführte Spezifikation ist nur ein Beispiel für die entsprechende Beziehung zwischen einem Drehschwingungsdämpfer und einer drehbaren Antriebswelle, und es sind viele Kombinationen, Drehschwingungsdämpfer und drehbare Antriebswellen möglich. Die Größe der verwendeten Gleichlaufdrehgelenke hat auch einen Einfluß auf die Größe des Dämpfers 10 und seines Massegliedes 12, welche entsprechend variieren. Es sollte angemerkt werden, daß die vorliegende Erfindung Veränderungen bei dem Frequenzbereich des Drehschwingungsdämpfers 10 nicht nur durch Veränderungen bei der Größe und dem Gewicht des Massegliedes 12 ermöglicht, sondern auch durch Veränderungen bei der Härte und Zusammensetzung des Gummis, der Anzahl der Verbindungsglieder 20, die durch die Innenoberfläche 16 des Massegliedes 12 angeordnet sind, der Seitenlänge des Verbindungsgliedes 20 und der Breite der Befestigungsüberfläche 28. Das ermöglicht eine größere Verwendung der Drehschwingungsdämpfersauslegung der vorliegenden Erfindung in vielen verschiedenen Anwendungen von drehbaren Antriebswellen, ohne entscheidende Veränderungen beim Herstellungsverfahren des Drehschwingungsdämpfers.

Fig. 7 zeigt einen alternativen Drehschwingungsdämpfer 50 der vorliegenden Erfindung. Der Drehschwingungsdämpfer 50 ist mit 14 Verbindungsgliedern 52 dargestellt. Fig. 8 zeigt einen wiederum anderen alternativen Drehschwingungsdämpfer 54 nach der vorliegenden Erfindung mit 12 Verbindungsgliedern 56. Fig. 9 zeigt einen weiteren, alternativen Dämpfer 58 nach der vorliegenden Erfindung mit 10 Verbindungsgliedern 60. Eine gerade Anzahl an Verbindungsgliedern wird für den Drehschwingungsdämpfer nach der vorliegenden Erfindung bevorzugt. Eine gerade Anzahl an Verbindungsgliedern ermöglicht die Anordnung der Verbindungsglieder entlang des Innenumfangs 16 des Massegliedes 12, so daß es immer gegenüberliegende Paare an Verbindungsgliedern gibt. Unter Bezugnahme auf Fig. 9 ist zum Beispiel das Verbindungsglied 62 direkt gegenüber dem Verbindungsglied 64 entlang des Innenumfangs des Massegliedes 12 angeordnet. Dies ermöglicht eine gleichmäßige Verteilung der Schwingungskräfte auf das Masseglied 12.

Wie beschrieben, werden die Verbindungsglieder 20 nach der vorliegenden Erfindung aus einem natürlichen Gummi oder einer Mischung aus natürlichem Gummi mit Styrolbutadiengummi hergestellt. Es versteht sich, daß andere Materialien verwendet werden können. Das Material, das dazu verwendet wird, die Verbindungsglieder zu erzeugen, sollte eine Härte im Bereich von 30 bis 90 Shore A und insbesondere in einem Bereich von 40 bis 50 Shore A aufweisen. Diese Härte schafft die erforderliche Struktur und Elastizität die für den Dämpfer benötigt wird, um die gewünschten Frequenzbereiche bereitzustellen. Vorzugsweise erstrecken sich die Verbindungsglieder entlang mindestens 25% der Innenoberfläche des zylinderförmigen Massegliedes. In der bevorzugten Ausführungsform erstreckt sich das Verbindungsglied in einem Bereich von 45% bis 60% der Innenoberfläche des zylinderförmigen Massegliedes.

Im Einsatz werden, wenn sich die drehbare Antriebswelle 18 der vorliegenden Erfindung dreht, unerwünsch-

der drehbaren Antriebswelle 18 und den verlängerten Verbindungsgliedern 20 bereitstellt. Um wieder auf Fig. 1 zurückzukommen, dort schließt ein verlängertes Verbindungsglied 20 eine Befestigungsüberfläche 28 ein, die der Mitteldrehachse 22 der drehbaren Antriebswelle 18 gegenübersteht. Jede Befestigungsüberfläche 28 ist so angepaßt, daß sie direkt die drehbare Antriebswelle 18 berührt. Auf diese Weise ist das Masseglied 12 von der drehbaren Antriebswelle 18 beabstandet, wenn installiert, und wird auch von der Mehrzahl der Verbindungsglieder 20 durch die Berührung mit der Mehrzahl der im Eingriff befindlichen Befestigungsüberflächen 28 gestützt.

In der bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung wird berücksichtigt, daß die verlängerten Verbindungsglieder 20 gleichmäßig entlang des Umfangs der Innenoberfläche der zylinderförmigen Masse beabstandet sind. Jedes verlängerte Verbindungsglied 20 ist aus einem elastomerem Material hergestellt, das imstande ist, Druckkräfte von verschiedener Größe zu absorbieren. Weiters wird in der bevorzugten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung berücksichtigt, daß das zylinderförmige Masseglied 12 mit einem elastomerem Material wie Naturgummi oder einer Naturgummimischung mit Styrolbutadiengummi (SBR) beschichtet ist und daß die verlängerten Verbindungsglieder 20 mit der Beschichtung und dem zylinderförmigen Masseglied 12 integral verbunden sind. Das zylinderförmige Masseglied 12 kann auch ein während des Formverfahrens geformter Einsatz sein, so daß die Beschichtungs- und Verbindungsglieder integral als ein benachbartes Stück zu dem zylinderförmigen Masseglied 12 verbunden sind.

Es wird daher berücksichtigt, wie in Fig. 1 gezeigt, daß die drehbare Antriebswelle 18 einen etwas größeren Umfang aufweist als der Kreis 30, der von den Befestigungsüberflächen 28 vor dem Einfügen des Dämpfers 10 auf die Antriebswelle 18 definiert wird. Wie in Fig. 1 gezeigt, sind die Verbindungsglieder in einem zusammengedrückten Zustand dargestellt, wobei die Form 30 vor dem Einfügen phantomartig dargestellt ist. Der Unterschied beim Radius A des Kreises 30 zum Radius B der Welle 18 beträgt ungefähr 0,75 mm. Ein bevorzugter Bereich von 0,25 mm bis 2,0 mm Preßsitz ist notwendig, um den richtigen Sitz für den Dämpfer 10 auf der Welle 18 zu erhalten. Die Befestigungsüberflächen 28 berühren direkt die drehbare Antriebswelle 18 und greifen an ihr mit einer Preßpassung, so daß der Drehschwingungsdämpfer 10 entsprechend mit der drehbaren Antriebswelle ohne Verwendung von Klemmen verbunden werden kann. Das ist besonders bei der Herstellung und dem Zusammenbau nützlich und stellt eine entscheidende Kostensparnis dar.

Es wird berücksichtigt, daß die Preßpassungs- oder die Preßsitzbeziehung der Befestigungsüberflächen 28 und Verbindungsglieder 20 durch die Verwendung von breiteren oder dünneren Befestigungsüberflächen und längeren Verbindungsgliedern variiert werden können. Im besonderen kann jedes Verbindungsglied 20 in einer Richtung zur Mitteldrehachse 22 verlängert werden, wodurch der Kreis 30 des Drehschwingungsdämpfers kleiner und die Preßpassungsverbindung zwischen der drehbaren Antriebswelle 18 und dem Drehschwingungsdämpfer 10 enger wird. Weiters versteht sich, daß der spezifische Frequenzbereich, der für den Drehschwingungsdämpfer der vorliegenden Erfindung erreicht werden muß, so einzustellen ist, daß er der spezifischen Frequenz des drehbaren Antriebswellenbausat-

zes entspricht. Zum Beispiel wird durch eine technische Auslegung für eine drehbare Antriebswelle mit einem Außenradius von 14 mm und einer Länge von 540 mm ein Drehschwingungsdämpfer mit einem zylinderförmigen Masseglied mit einem Innenradius von 15 mm und einem Außenradius von 17 mm berücksichtigt.

Die oben angeführte Spezifikation ist nur ein Beispiel für die entsprechende Beziehung zwischen einem Drehschwingungsdämpfer und einer drehbaren Antriebswelle, und es sind viele Kombinationen, Drehschwingungsdämpfer und drehbare Antriebswellen möglich. Die Größe der verwendeten Gleichlaufdrehgelenke hat auch einen Einfluß auf die Größe des Dämpfers 10 und seines Massegliedes 12, welche entsprechend variieren.

Es sollte angemerkt werden, daß die vorliegende Erfindung Veränderungen bei dem Frequenzbereich des Drehschwingungsdämpfers 10 nicht nur durch Veränderungen bei der Größe und dem Gewicht des Massegliedes 12 ermöglicht, sondern auch durch Veränderungen bei der Härte und Zusammensetzung des Gummis, der Anzahl der Verbindungsglieder 20, die durch die Innenoberfläche 16 des Massegliedes 12 angeordnet sind, der Seitenlänge des Verbindungsgliedes 20 und der Breite der Befestigungsüberfläche 28. Das ermöglicht eine größere Verwendung der Drehschwingungsdämpferauslegung der vorliegenden Erfindung in vielen verschiedenen Anwendungen von drehbaren Antriebswellen, ohne entscheidende Veränderungen beim Herstellungsverfahren des Drehschwingungsdämpfers.

Fig. 7 zeigt einen alternativen Drehschwingungsdämpfer 50 der vorliegenden Erfindung. Der Drehschwingungsdämpfer 50 ist mit 14 Verbindungsgliedern 52 dargestellt. Fig. 8 zeigt einen wiederum anderen alternativen Drehschwingungsdämpfer 54 nach der vorliegenden Erfindung mit 12 Verbindungsgliedern 56. Fig. 9 zeigt einen weiteren, alternativen Dämpfer 58 nach der vorliegenden Erfindung mit 10 Verbindungsgliedern 60. Eine gerade Anzahl an Verbindungsgliedern wird für den Drehschwingungsdämpfer nach der vorliegenden Erfindung bevorzugt. Eine gerade Anzahl an Verbindungsgliedern ermöglicht die Anordnung der Verbindungsglieder entlang des Innenumfangs 16 des Massegliedes 12, so daß es immer gegenüberliegende Paare an Verbindungsgliedern gibt. Unter Bezugnahme auf Fig. 9 ist zum Beispiel das Verbindungsglied 62 direkt gegenüber dem Verbindungsglied 64 entlang des Innenumfangs des Massegliedes 12 angeordnet. Dies ermöglicht eine gleichmäßige Verteilung der Schwingungskräfte auf das Masseglied 12.

Wie beschrieben, werden die Verbindungsglieder 20 nach der vorliegenden Erfindung aus einem natürlichen Gummi oder einer Mischung aus natürlichem Gummi mit Styrolbutadiengummi hergestellt. Es versteht sich, daß andere Materialien verwendet werden können. Das Material, das dazu verwendet wird, die Verbindungsglieder zu erzeugen, sollte eine Härte im Bereich von 30 bis 90 Shore A und insbesondere in einem Bereich von 40 bis 50 Shore A aufweisen. Diese Härte schafft die erforderliche Struktur und Elastizität die für den Dämpfer benötigt wird, um die gewünschten Frequenzbereiche bereitzustellen. Vorzugsweise erstrecken sich die Verbindungsglieder entlang mindestens 25% der Innenoberfläche des zylinderförmigen Massegliedes. In der bevorzugten Ausführungsform erstreckt sich das Verbindungsglied in einem Bereich von 45% bis 60% der Innenoberfläche des zylinderförmigen Massegliedes.

Im Einsatz werden, wenn sich die drehbare Antriebswelle 18 der vorliegenden Erfindung dreht, unerwünsch-

te radiale Schwingungen oder Biegebewegungen in der drehbaren Antriebswelle erzeugt. Das Masseglied 12 eines Drehschwingungsdämpfers 10 schwingt durch die Drehung der drehbaren Antriebswelle 18 mit. Die innere Frequenz des Massegliedes 12 wird auf die Frequenzen der unerwünschten Schwingungen eingestellt, und die Einstellung der inneren Frequenz wird durchgeführt.

Die Frequenz wird gemäß der folgenden Formel eingestellt:

$$\text{Frequenz} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\left(\frac{C}{m}\right)}$$

In der oben genannten Formel entspricht C der Steifheit des Verbindungsgliedes 20, gemessen in Newton Metern (N/m) und m ist die Masse des Massegliedes 12, gemessen in kg.

Der Drehschwingungsdämpfer 10 der vorliegenden Erfindung stellt hervorragende Ergebnisse bezüglich der Temperaturempfindlichkeit im Vergleich zu Dämpfern des bekannten Standes der Technik dar, weil der Drehschwingungsdämpfer 10 nicht stark von Temperaturveränderungen beeinflußt wird. Die verlängerte Verbindung des Verbindungsgliedes 20 auf der Welle 18 verringert die Temperaturempfindlichkeit des Drehschwingungsdämpfers der vorliegenden Erfindung. Ein Unterschied von weniger als 100 Hz ist bei Temperaturveränderungen von 50°F bis 150°F bei den meisten Anwendungen wünschenswert. Der Drehschwingungsdämpfer nach der vorliegenden Erfindung fluktuiert weniger als 41 Hz in dem Temperaturbereich von 50°F bis 150°F.

In Fig. 4 wird eine alternative Ausführungsform der vorliegenden Erfindung gezeigt. Fig. 4 stellt eine alternative Konfiguration der Verbindungsglieder 40 und 42 dar. Die Verbindungsglieder 40 weisen eine etwas geringere Höhe auf als die Verbindungsglieder 42. Diese Konfiguration stellt eine alternative Auslegung bereit, die ein anderes System zur Veränderung der Frequenz des Dämpfers schafft.

Es sollte angemerkt werden, daß es in bestimmten Anwendungen wünschenswert ist, eine Preßpassungsverbindung zwischen der drehbaren Antriebswelle und dem Drehschwingungsdämpfer sowie ein Klemmsystem bereitzustellen, um mehr Klemmdruck hinzuzufügen. Unter Bezugnahme auf Fig. 5 berücksichtigt die vorliegende Erfindung die Bereitstellung einer Rille 32 auf der drehbaren Antriebswelle 18, die der ungefähren Länge L des Drehschwingungsdämpfers 10 (in Phantomform dargestellt) entspricht. Der Drehschwingungsdämpfer 10 wird dann auf die drehbare Antriebswelle 18 aufgebracht, bis der Drehschwingungsdämpfer 10 satt innerhalb der Rille 32 anliegt und die Befestigungsüberflächen 28 der verlängerten Verbindungsglieder 20 die Außenumfangsüberfläche 34 der Rille 30 der drehbaren Antriebswelle berührt, wie in Fig. 1 und 2 dargestellt.

Wenngleich klar ist, daß die bevorzugten Ausführungsformen der offensichtlichen Erfindung genau berechnet wurden, um die oben genannten Aufgaben zu erfüllen, versteht es sich von selbst, daß die Erfindung modifiziert, abgewandelt und geändert werden kann, ohne daß dadurch von dem eigentlichen Umfang der unten angeführten Ansprüche abgegangen wird.

#### Patentansprüche

1. Drehschwingungsdämpfer zum Absorbieren von

Schwingungen in einer drehbaren Antriebswelle, wobei der Drehschwingungsdämpfer folgendes umfaßt:

ein zylinderförmiges Masseglied mit einer Innenoberfläche und einer Außenoberfläche; und eine Mehrzahl an verlängerten Verbindungsgliedern, wobei sich jedes Verbindungsglied radial nach innen von der Innenoberfläche des Massegliedes erstreckt, wodurch eine Mehrzahl an beabstandeten Befestigungsüberflächen definiert wird, wobei das zylinderförmige Masseglied an einer drehbaren Antriebswelle anbringbar ist, so daß jede der Mehrzahl von beabstandeten Befestigungsüberflächen die drehbare Antriebswelle berührt, wobei das zylinderförmige Masseglied von der drehbaren Antriebswelle beabstandet ist und durch die Verbindungsglieder gestützt wird, um dem zylinderförmigen Masseglied zu ermöglichen, durch Resonanz zu vibrieren, und die Verbindungsglieder sind einer Druckverformung zwischen dem zylinderförmigen Masseglied und der drehbaren Antriebswelle ausgesetzt.

2. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 1, wobei die Verbindungsglieder im allgemeinen eine rechteckige Form aufweisen und sich entlang mindestens 25% der Innenoberfläche des zylinderförmigen Massegliedes erstrecken.

3. Drehschwingungsdämpfer zum Absorbieren von Schwingungen in einer drehbaren Antriebswelle, wobei der Drehschwingungsdämpfer folgendes umfaßt:

ein zylinderförmiges Masseglied mit einer Innenoberfläche und einer Außenoberfläche; und eine Mehrzahl an verlängerten Verbindungsgliedern, wobei sich jedes Verbindungsglied radial nach innen von der Innenoberfläche des Massegliedes erstreckt, wodurch eine Mehrzahl an beabstandeten Befestigungsüberflächen definiert wird, wobei sich die Verbindungsglieder in einem Bereich von 25% bis 60% der Innenoberfläche des zylinderförmigen Massegliedes erstrecken, wobei das zylinderförmige Masseglied an der drehbaren Antriebswelle anbringbar ist, so daß jede von der Mehrzahl der beabstandeten Befestigungsüberflächen die drehbare Antriebswelle berührt und das zylinderförmige Masseglied von der drehbaren Antriebswelle beabstandet ist und von den Verbindungsgliedern unterstützt wird, um dem zylinderförmigen Masseglied zu ermöglichen, durch Resonanz zu schwingen, wobei die Verbindungsglieder einer Druckverformung zwischen dem zylinderförmigen Masseglied und der drehbaren Antriebswelle ausgesetzt werden.

4. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1–3, wobei die Verbindungsglieder in gleichem Abstand voneinander entlang der Innenoberfläche des zylinderförmigen Massegliedes beabstandet sind.

5. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1–4, wobei die Verbindungsglieder aus einem elastischen Material gebildet werden.

6. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1–5 mit einer geraden Anzahl an Verbindungsgliedern.

7. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 6 mit 10 Verbindungsgliedern.

8. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 6 mit 12 Verbindungsgliedern.

9. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 6 mit 14 Verbindungsgliedern.
10. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 1—9, wobei das zylinderförmige Masseglied ein mit den Verbindungsgliedern integral geformter Einsatz ist. 5
11. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 5 und 10, wobei das integrale elastische Material ein Gummi ist.
12. Drehschwingungsdämpfer zum Absorbieren von Schwingungen in einer drehbaren Antriebswelle, wobei der Drehschwingungsdämpfer folgendes umfaßt: 10  
ein zylinderförmiges Masseglied mit einer Innenoberfläche und einer Außenoberfläche und einer Mitteldrehachse; und  
eine Mehrzahl an verlängerten elastischen Verbindungsgliedern, die sich radial nach innen von der Innenoberfläche des Massegliedes zu der Mitteldrehachse hin erstrecken, wodurch eine Mehrzahl 20 von Befestigungsüberflächen definiert wird, die voneinander in gleichmäßigem Abstand beabstandet sind,  
wobei das zylinderförmige Masseglied an der drehbaren Antriebswelle anbringbar ist, so daß jede von 25 der Mehrzahl der beabstandeten Befestigungsüberflächen die drehbare Antriebswelle berührt, wobei das Masseglied von der drehbaren Antriebswelle beabstandet ist und von den Verbindungsgliedern gestützt wird, um dem zylinderförmigen 30 Masseglied zu ermöglichen, durch Resonanz zu schwingen, und die Verbindungsglieder werden einer Druckverformung zwischen dem zylinderförmigen Masseglied und der drehbaren Antriebswelle ausgesetzt. 35
13. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 12, wobei die Verbindungsglieder im allgemeinen eine rechteckige Form aufweisen und sich entlang mindestens 25% der Innenoberfläche des zylinderförmigen Massegliedes erstrecken. 40
14. Drehschwingungsdämpfer zum Absorbieren von Schwingungen in einer drehbaren Antriebswelle, wobei der Drehschwingungsdämpfer folgendes umfaßt: 45  
ein zylinderförmiges Masseglied mit einer Innenoberfläche und einer Außenoberfläche und einer Mitteldrehachse; und  
eine Mehrzahl an verlängerten elastischen Verbindungsgliedern, die sich radial nach innen von der Innenoberfläche des Massegliedes zur Mitteldrehachse hin erstrecken, wodurch eine Mehrzahl an 50 voneinander in gleichem Abstand beabstandeten Befestigungsüberflächen definiert wird, wobei das zylinderförmige Masseglied an der drehbaren Antriebswelle anbringbar ist, so daß jede der Mehrzahl an beabstandeten Befestigungsüberflächen die drehbare Antriebswelle berührt, und das Masseglied von der drehbaren Antriebswelle beabstandet ist und durch die Verbindungsglieder gestützt ist, um dem zylinderförmigen Masseglied zu ermöglichen, durch Resonanz zu schwingen, wodurch die Verbindungsglieder einer Druckverformung zwischen dem zylinderförmigen Masseglied und der drehbaren Antriebswelle ausgesetzt werden und die Verbindungsglieder eine Härte in einem Bereich von 30 bis 90 Shore A aufweisen. 55
15. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 14, wobei die Verbindungsglieder eine Härte in einem 60

- Bereich von 40 bis 50 Shore A aufweisen.
16. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 12—15, wobei die Verbindungsglieder in gleichem Abstand voneinander entlang der Innenoberfläche des zylinderförmigen Massegliedes beabstandet sind.
17. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 12—16, wobei die Verbindungsglieder aus einem elastischen Material gebildet werden.
18. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 12—17 mit einer geraden Anzahl an Verbindungsgliedern.
19. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 18 mit 10 Verbindungsgliedern.
20. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 18 mit 12 Verbindungsgliedern.
21. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 18 mit 14 Verbindungsgliedern.
22. Drehschwingungsdämpfer nach einem der Ansprüche 12—18, wobei das Masseglied ein mit den Verbindungsgliedern integral geformter Einsatz ist.
23. Drehschwingungsdämpfer nach Anspruch 17, wobei das elastische Material ein Gummi ist.

---

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

---

**- Leerseite -**

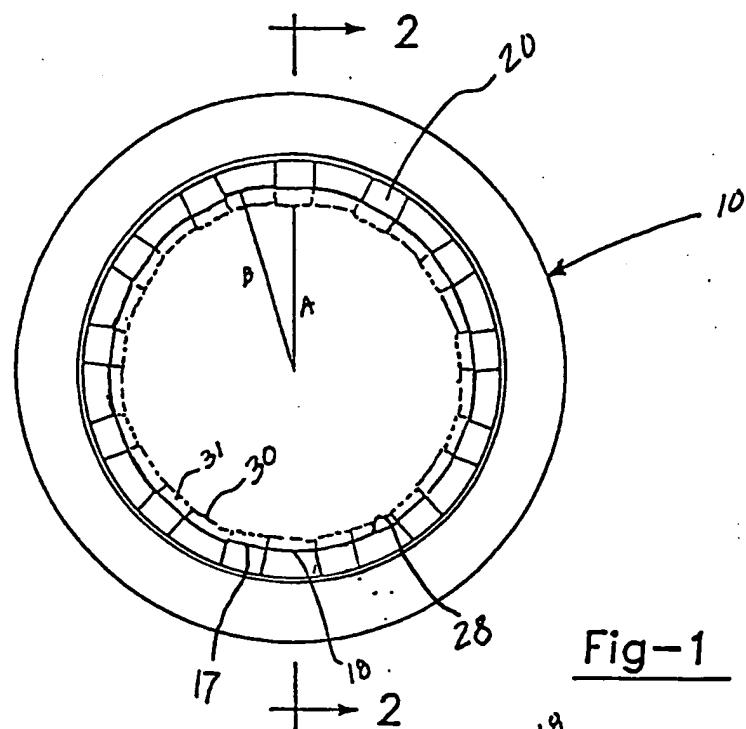


Fig-1

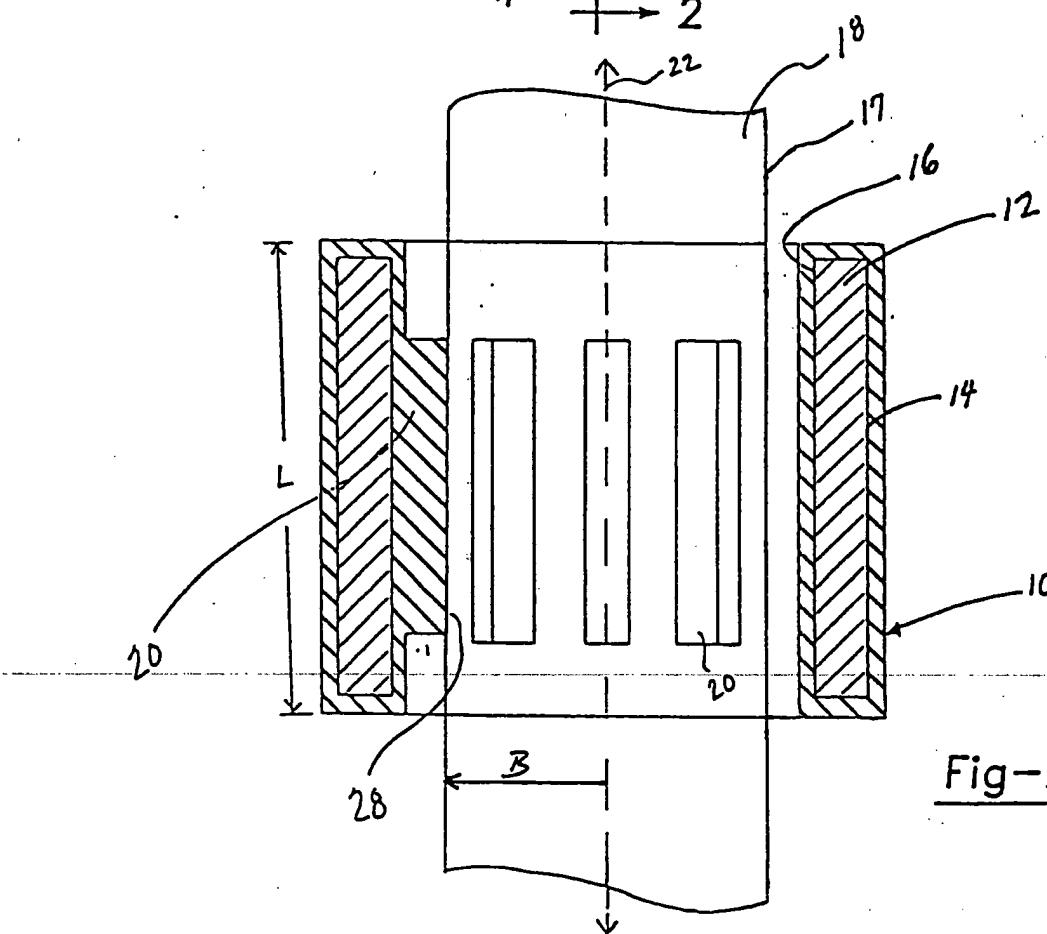
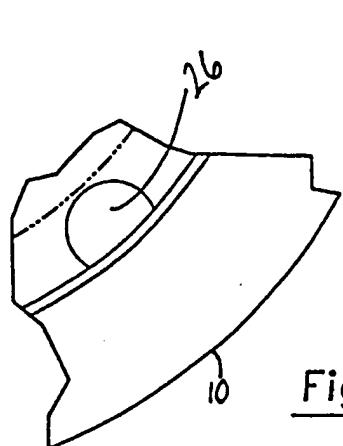
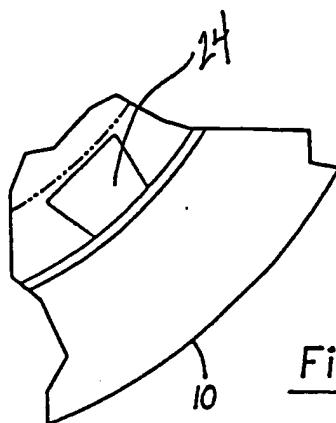
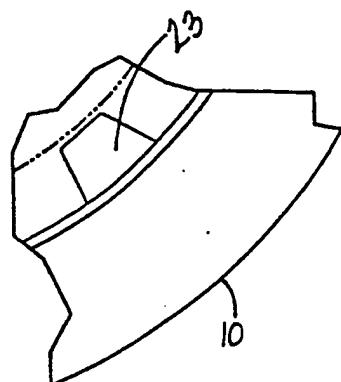
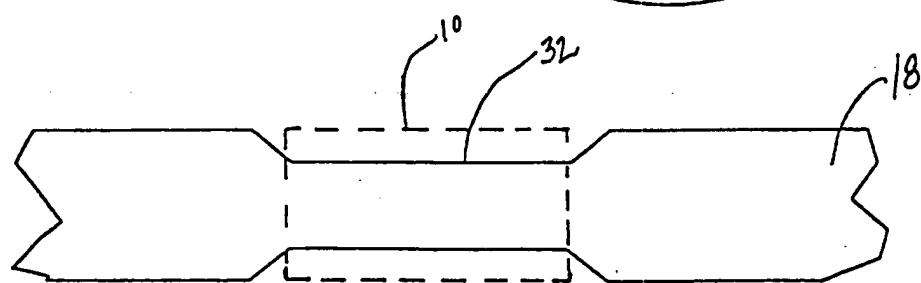
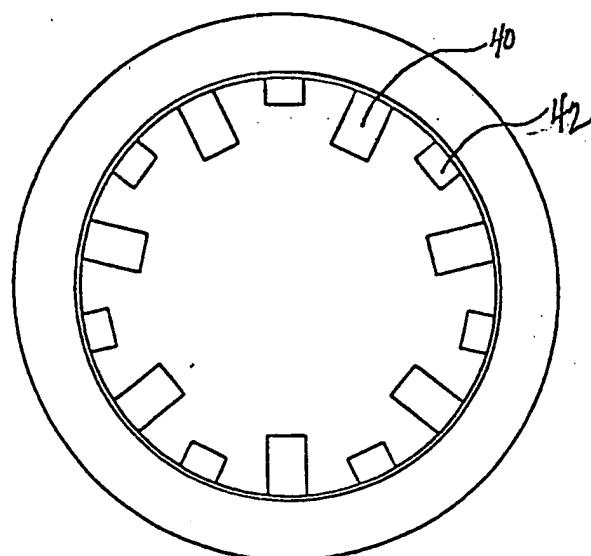


Fig-2

Fig-3aFig-3bFig-3cFig-4Fig-5

